

## COLD-GAS REFRIGERATOR

Patent number: DE2063555  
 Publication date: 1971-07-15  
 Inventor:  
 Applicant:  
 Classification:  
 - International: F25B9/02  
 - european: F25B9/14  
 Application number: DE19702063555 19701223  
 Priority number(s): US19690888300 19691229

## Also published as:

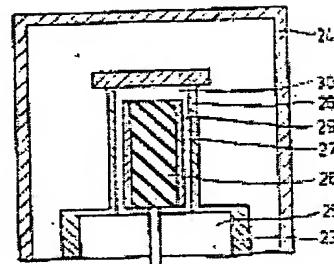
NL7018755 (A)  
 GB1335854 (A)  
 FR2074337 (A5)  
 BE760939 (A)  
 SE353385 (B)

Abstract not available for DE2063555

Abstract of corresponding document: **GB1335854**

1335854 Cold-gas refrigerators PHILIPS  
 GLOEILAMPENFABRIEKEN NV 29 Dec 1970  
 [29 Dec 1969] 61539/70 Heading F4H A cold-gas refrigerator comprises an expansion space 30, a compression space 25 and a displacer 26, such that an annular gap 29 is formed around the displacer 26. One of the surfaces forming the gap is coated with a material of relatively high heat capacity. The dimensions of the gap 29 must be chosen so that the heat transfer number  $\#200$  and the pressure differential across the gap as a result of flow loss  $\#p#0A1p$ , where  $p$  is the average pressure. The hydraulic diameter  $d_n$  of the annular gap 29 satisfies the formula where  $\eta$  = viscosity of the working medium,  $\rho$  = specific density of the working medium,  $M$  = molecular weight of the working medium,  $R$  = gas constant,  $T$  = average temperature in the gap,  $l$  = length of the gap in the axial direction,  $n$  = number of cycles/second of the refrigerator,  $D$  = diameter of the displacer.

FIG. 2



$$\sqrt{\frac{240 \eta \pi D^2}{\rho n R T}} \leq \frac{M}{p} \leq \frac{0.4 \eta l}{\rho n D^2}$$

Data supplied from the [esp@cenet](mailto:esp@cenet) database - Worldwide

51

Int. Cl.:

F 25

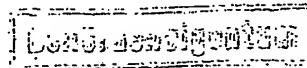
BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



52

Deutsche Kl.: 17 a, 1/01



10

# Offenlegungsschrift 2063 555

21

Aktenzeichen: P 20 63 555.6

22

Anmeldestag: 23. Dezember 1970

43

Offenlegungstag: 15. Juli 1971

Ausstellungsriorität: —

30

Unionspriorität

32

Datum: 29. Dezember 1969

33

Land: V. St. v. Amerika

31

Aktenzeichen: 888300

54

Bezeichnung: Kaltgaskältemaschine

61

Zusatz zu: —

62

Ausscheidung aus: —

71

Anmelder: N. V. Philips' Gloeilampenfabrieken, Eindhoven (Niederlande)

Vertreter: Scholz, H., Dr., Patentanwalt, 2000 Hamburg

72

Als Erfinder benannt: Dupre, Frits Karel, White Plains;  
Daniels, Alexander, Briarcliff Manor; N. Y. (V. St. A.)

Benachrichtigung gemäß Art. 7 § 1 Abs. 2 Nr. 1 d. Ges. v. 4. 9. 1967 (BGBl. I S. 960): —

DT 2063 555

Va/EVH.  
2063555

Dr. Herbert Scholz  
Patentanwalt

Anmelder: N.V. Philips' Gloeilampenfabrieken  
Akten No. PHA-20.526  
Anmeldung vom: 21. Dez. 1970

Kaltgaskältemaschine.

Die Erfindung bezieht sich auf eine Kaltgaskältemaschine, die einen Kompressionsraum veränderlichen Volumens und höherer mittlerer Temperatur sowie einen mit diesem verbundenen Expansionsraum niedrigerer mittlerer Temperatur enthält, dessen Volumen von einem in einem Zylinder bewegbaren Verdränger geändert werden kann, wobei sich in der Verbindung zwischen den erwähnten Räumen ein Regenerator befindet, den das Arbeitsmedium auf seinem Wege vom Kompressions- zum Expansionsraum und umgekehrt durchfliesst.

Kaltgaskältemaschinen der obenerwähnten Art sind bekannt. Der Wirkungsgrad von Maschinen dieser Art sowie die tiefsterreichbare Temperatur hängen zu einem wesentlichen Teil von der Wärme Kapazität des Regenerators und von den im Regenerator auftretenden Strömungsverlusten ab. Um eine befriedigende Wärme Kapazität des Regenerators zu erhalten, werden in bekannten Regeneratoren Materialien, wie Stahlwolle, Gaze aus Phosphorbronze oder Blei-

2063555

kugeln verwendet, wobei die Wärmekapazität pro Volumeneinheit von dem Grad der Kompression dieser Materialien im Gehäuse des Regenerators abhängig ist. Bei zunehmendem Kompressionsgrad nimmt jedoch der Strömungswiderstand zu, so dass beim Strömen der Druckunterschied über dem Regenerator zunimmt. Dieser Strömungswiderstand hat zur Folge, dass die höchstzulässige Strömungsgeschwindigkeit des Arbeitsmediums beschränkt ist, so dass auch die Drehzahl des Antriebsmotors beschränkt ist. Dies bringt mit sich, dass die üblichen Motoren verhältnismässig gross sein müssen. Ein weiterer Nachteil der Regeneratoren dieser Art ist der, dass sie infolge der verwendeten Materialien und Herstellungsverfahren kostspielig sind.

Ein weiterer Nachteil, namentlich für kleine Maschinen, besteht darin, dass zwischen dem Verdänger und der Zylinderwand eine Abdichtung vorhanden sein muss, um zu sichern, dass die ganze Arbeitsmediummenge durch den Regenerator hin und her strömt. Diese Abdichtung veranlasst Material- und Herstellungs kosten und bringt ausserdem den Nachteil von Reibungsverlusten mit sich.

Die Erfindung bezweckt, eine Kaltgaskältemaschine zu schaffen, bei der die obenerwähnten Nachteile vermieden werden. Um dies zu erzielen, ist die Kaltgaskältemaschine nach der Erfindung dadurch gekennzeichnet, dass der Regenerator durch einen ringförmigen Spalt zwischen dem Verdänger und der mit diesem zusammenwirkenden Zylinderwand gebildet wird, wobei wenigstens eine der beiden einander zugekehrten Oberflächen des Verdängers und des Zylinders mit einer Oberflächenschicht hoher Wärmekapazität versehen ist, und wobei der hydraulische Durchmesser des

109829/1160

erwähnten ringförmigen Spaltes der Bedingung:

$$\frac{3}{240} \eta n D^2 l \frac{M}{\rho R T} \leq d_h \leq \frac{0,4 \eta l}{\rho n D^2 l}$$

entspricht, in der

$\eta$  = Viskosität des Mediums;

$\rho$  = spezifische Dichte des Mediums;

M = Molargewicht des Mediums;

R = Gaskonstante;

T = mittlere Temperatur im Spalt;

l = Länge des Spaltes;

n = Anzahl Zyklen pro Sekunde;

D = Durchmesser des Verdrängers,

während der hydraulische Durchmesser  $d_h$  etwa gleich dem Zweifachen der Spaltbreite ist.

Die Kaltgaskältemaschine nach der Erfindung hat den Vorteil einer einfachen und billigen Regeneratorbauart, wobei durch das Fehlen einer Abdichtung zwischen dem Verdränger und dem Zylinder auch der Reibungsverlust erheblich verringert ist.

Der Verdränger kann dabei durch einen Körper aus Kunststoff, wie Teflon, gebildet sein, der am Außenumfang mit einer Schicht aus Metall, z.B. rostfreiem Stahl, versehen ist.

Es hat sich herausgestellt, dass, wenn die Spaltbreite derart gewählt wird, dass der hydraulische Durchmesser des Spaltes innerhalb der angegebenen Grenzen liegt, eine befriedigende Wärmeübertragung von dem Arbeitsmedium auf die Spaltwände und umgekehrt gesichert ist, während ferner der Strömungswiderstand des Arbeitsmediums im Spalt niedrig ist. Letzteres bedeutet, dass eine grosse Strömungsgeschwindigkeit zulässig ist, so dass

die Anzahl Zyklen pro Sekunde gross sein kann, wodurch die Abmessungen des die Maschine antreibenden Elektromotors klein sein werden.

Bei einer weiteren günstigen Ausführungsform ist der Füllfaktor des Regenerators niedriger als 10% und vorzugsweise niedriger als 1%. Unter dem Ausdruck "Füllfaktor" ist hier das Verhältnis zwischen dem "freien Volumen" im Regenerator und dem Gesamtregeneratorvolumen zu verstehen, d.h. freies Volumen zusätzlich des vom Regeneratormaterial beanspruchten Volumens.

Die Erfindung wird nachstehend an Hand der beiliegenden Zeichnung näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 teilweise im Schnitt eine bekannte Kaltgaskältemaschine;

Fig. 2 teilweise schematisch im Schnitt eine Kaltgaskältemaschine mit einem Spaltregenerator;

Fig. 3 schematisch eine Zweistufen-Kaltgaskältemaschine mit einem Spaltregenerator.

Fig. 1 zeigt teilweise eine bekannte Kaltgaskältemaschine 10. Diese Maschine enthält einen Zylinder 10a aus rostfreiem Stahl mit einer geringen Wandstärke, damit Wärmeleitung in der Längsrichtung auf ein Mindestmass beschränkt wird. In diesem Zylinder ist ein Verdränger 14 angeordnet. Dieser Verdränger 14 enthält einen Basisteil 15 mit durch diesen Teil hindurchgeführten axialen Kanälen 16, die sich einem Regenerator 11b anschliessen, der im Verdrängerteil 11 aufgenommen ist. Der Regenerator 11 b besteht aus einem Material hoher Wärmekapazität, wie Stahlwolle, Gaze aus Phosphorbronze oder Bleikugeln. Regenatorn dieser Art weisen ein sehr hohes regeneratives Vermögen, aber auch einen

2063555

5

verhältnismässig grossen Strömungswiderstand für das Arbeitsmedium auf. Eine Abdichtung 18 aus Kunststoff ist rings um den Basisteil 15 des Verdrängers angebracht, um das Auftreten von Leckage längs des Verdrängers zu verhindern, so dass das Arbeitsmedium nur durch die Kanäle 16 und den Regenerator 11b von dem Kompressionsraum 13 zu dem Expansionsraum 19 und umgekehrt fliessen kann. Der Expansionsraum 19 ist durch eine Gefriererplatte 20 begrenzt, durch die die erzeugte Kälte aus dem Raum 19 abgeführt werden kann. Der ganze kalte Teil ist von einer Umhüllung 21 mit einem wärmeisolierenden Vakuumraum 22 umgeben.

Fig. 2 zeigt schematisch eine Kaltgaskältemaschine, die im grossen Ganzen der Maschine nach Fig. 1 entspricht. In dieser Kaltgaskältemaschine ist jedoch der Regenerator 11b weggelassen. Das Gehäuse 23, die Umhüllung 24 und der Kompressionsraum 25 sind denen der Fig. 1 gleich. Der Verdränger 26 ist aus einem schlecht wärmeleitenden Kunststoff hergestellt, der von einem dünnen aus rostfreiem Stahl bestehenden Mantel 27 umgeben ist. Zwischen dem gleichfalls aus rostfreiem Stahl bestehenden Zylinder 28 und dem Verdränger 26 ist ein offener Spalt 29 vorgesehen. Auf seinem Wege von dem Kompressionsraum 25 zu dem Expansionsraum 30 strömt das Arbeitsmedium nun durch den Spalt 29, wobei es an die Metallwände 28 und 27 Wärme abgibt. Wenn das Arbeitsmedium in umgekehrter Richtung strömt, nimmt es die in den Wänden 28 und 27 gespeicherte Wärme wieder auf. Um eine befriedigende Wirkung der Maschine zu erzielen, müssen die Abmessungen des Spaltes 29 derart gewählt werden, dass die Wärmeübertragungszahl  $\lambda > 200$  und der Druckunterschied über dem Spalt infolge des Strömungsverlusts  $\Delta p \leq 0,1 p$  ist, wobei  $p$  den mittleren Druck in

2063555

6

der Maschine darstellt. Es hat sich herausgestellt, dass diese beiden Bedingungen erfüllt sind, wenn der hydraulische Durchmesser des Spaltes, der gleich dem Zweifachen der Spaltbreite ist, der Bedingung:

$$\sqrt[3]{240 \eta n D^2 \frac{1}{\rho RT}} \leq d_h \leq \frac{0,4 \eta l}{n D^2}$$

entspricht, in der:

$\eta$  = Viskosität des Arbeitsmediums;

$\rho$  = spezifische Dichte des Mediums;

M = Molargewicht des Mediums;

R = Gaskonstante;

T = mittlere Temperatur im Spalt;

l = Länge des Spaltes;

n = Anzahl Zyklen per Sekunde;

D = Durchmesser des Verdrängers

Bei einem praktischen Beispiel, bei dem als Arbeitsmedium Helium in der Maschine unter einem mittleren Druck von 20 Atmosphären vorhanden ist und bei dem die mittlere Spalttemperatur 200°K beträgt, gibt dies:

$R \approx 8000$

$M = 4$

$T = 200$

$\eta = 10^{-5}$

$\rho = 4,8$ ,

wobei weiter der Durchmesser des Verdrängers 10 mm beträgt und die Drehzahl  $n = 10$  Umdrehungen/Sekunde ist. Ferner ist eine Spaltlänge  $l = 200$  mm gewählt. Der maximale hydraulische Durchmesser des Spaltes ist dann:

109829/1150

2063555

$$d_h \leq \frac{0,4 \eta l}{\rho n D^2} = \frac{0,4 \times 10^{-5} \times 200 \times 10^{-3}}{4,8 \times 10 \times 100 \times 10^{-6}} = 16 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

Bei diesen Abmessungen wird dann für die Wärmeübertragung erhalten:

$$\Lambda = \frac{\text{Nu}}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} \cdot \frac{F}{S}$$

Für einen ringförmigen Spalt und für  $\text{Pr} = 0,75$  gilt dann:

$$\Lambda = \frac{7,5}{\text{Re} \cdot 0,75} \cdot \frac{2 \pi D l}{\pi D \cdot \frac{1}{2} d_h} = \frac{40}{\text{Re}} \cdot \frac{1}{d_h}$$

$$\text{Wobei } \text{Re} = \frac{\rho i d_h}{\eta s} = \frac{2 \rho i}{\eta \pi D}$$

$$\text{also } \Lambda = \frac{40 \eta \pi D}{2 \rho i} \cdot \frac{1}{d_h}$$

wobei  $i$  den mittleren Volumenstrom auf der kalten Seite des Regenerators darstellt, so dass  $i = 2nV_0 = 2n \frac{\pi}{4} D^2 s$ .

Für Maschinen dieser Art ist der Hub  $S \approx D$ , während der mittlere Strom in dem Regenerator etwa gleich der Hälfte des Stromes am Ende ist, so dass

$$\Lambda = \frac{40 \cdot 4 \eta \pi D}{2 \rho \pi n D^3} \cdot \frac{1}{d_h} = \frac{80 \eta}{\rho n D^2} \cdot \frac{1}{d_h}$$

In die Bedingung eingesetzt, gibt dies:

$$\Lambda = \frac{80 \times 10^{-5}}{4,8 \times 10 \times 100 \times 10^{-6}} \cdot \frac{200}{16 \times 10^{-2}} = 208$$

was eine befriedigende Wärmeübertragung sicher stellt.

Für den über dem Spalt auftretenden Druckunterschied gilt:

$$\Delta p = \frac{96}{\text{Re}} \cdot \frac{1}{d_h} \cdot \frac{1}{2} \rho \frac{i^2}{s^2} \approx \frac{12 \eta n D^2 l}{d_h^3}$$

$$\text{also } \Delta p = \frac{12 \times 10^{-5} \times 10 \times 10^{-2} \times 200 \times 10^{-3}}{(16 \cdot 10^{-2})^3 \times 10^{-9}} = 8000 \text{ kg/m}^2$$

109829/1150

2063555

$$\text{Da } p = 20 \text{ ata} = 2 \cdot 10^5 \text{ kg/m}^2 = \frac{\Delta p}{p} = 0,04,$$

was den für eine befriedigende Wirkung einer Maschine noch zulässigen Wert von 0,1 weit unterschreitet.

Auf diese Weise ist also eine Kaltgaskältemaschine besonders einfacher Bauart mit einer befriedigenden Wärmeübertragung im Regenerator und sehr niedrigen Strömungsverlusten erhalten.

Fig. 3 zeigt eine Kaltgaskältemaschine vom Zweistufen-Typ, d.h. mit zwei Expansionsröhmen 31 und 30, deren Volumina vom Verdränger 26 geändert werden. Dieser Verdränger besteht wieder aus einem Kunststoffkörper mit einem dünnen Metallmantel 27. Zwischen dem Verdränger und dem Zylinder ist wieder ein offener Spalt 29 vorgesehen, der auf gleiche Weise wie bei der Kaltgaskältemaschine nach Fig. 2 als Regenerator wirkt. Die Wirkungsweise dieser Kaltgaskältemaschine geht aus obenstehender Beschreibung hervor.

PATENTANSPRUECHE:

1. Kaltgaskühltemaschine mit einem Kompressionsraum veränderlichen Volumens und höherer mittlerer Temperatur und einem mit diesem verbundenen Expansionsraum niedrigerer mittlerer Temperatur, dessen Volumen von einem in einem Zylinder bewegbaren Verdränger geändert werden kann, wobei sich in der Verbindung zwischen den erwähnten Räumen ein Regenerator befindet, durch den das Arbeitsmedium auf seinem Wege vom Kompressionsraum zum Expansionsraum und umgekehrt fliesst, dadurch gekennzeichnet, dass der Regenerator durch einen ringförmigen Spalt zwischen dem Verdränger und der mit diesem zusammenwirkenden Zylinderwand gebildet wird, wobei wenigstens eine der beiden einander zugekehrten Oberflächen des Verdrängers und des Zylinders mit einer Oberflächenschicht hoher Wärmekapazität versehen ist, und wobei der hydraulische Durchmesser des erwähnten ringförmigen Spaltes der Bedingung:

$$\sqrt[3]{240 \eta n D^2 l \frac{M}{\rho R T}} \leq d_h \leq \frac{0,4 \eta l}{n D^2}$$

entspricht, in der:

$\eta$  = Viskosität des Mediums;

$\rho$  = spezifische Dichte des Arbeitsmediums;

$M$  = Molargewicht des Arbeitsmediums;

$R$  = Gaskonstante;

$T$  = mittlere Temperatur im Spalt;

$l$  = Länge des Spaltes,

$n$  = Anzahl Zyklen pro Sekunde;

$D$  = Durchmesser des Verdrängers,

während  $d_h$  etwa gleich dem Zweifachen der Spaltbreite ist.

2063555

10  
2. Kaltgaskältemaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Füllfaktor des Regenerators niedriger als 10% und vorzugsweise niedriger als 1% ist.

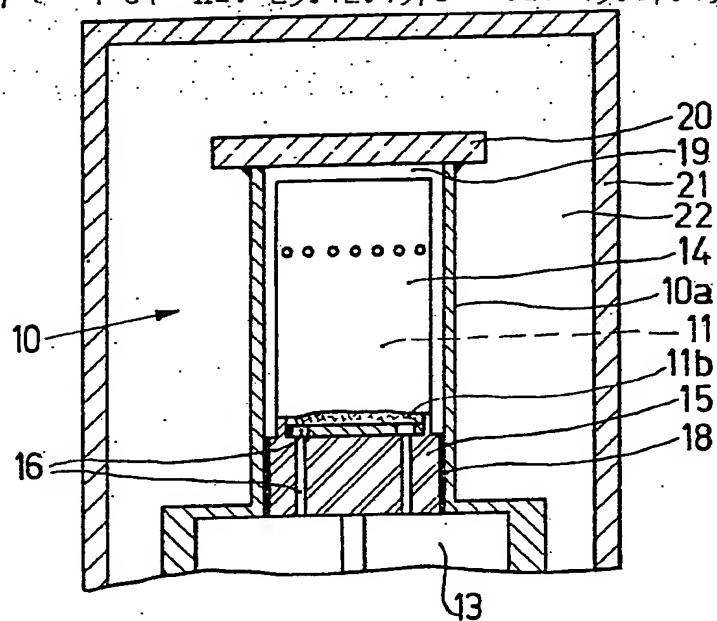


Fig.1

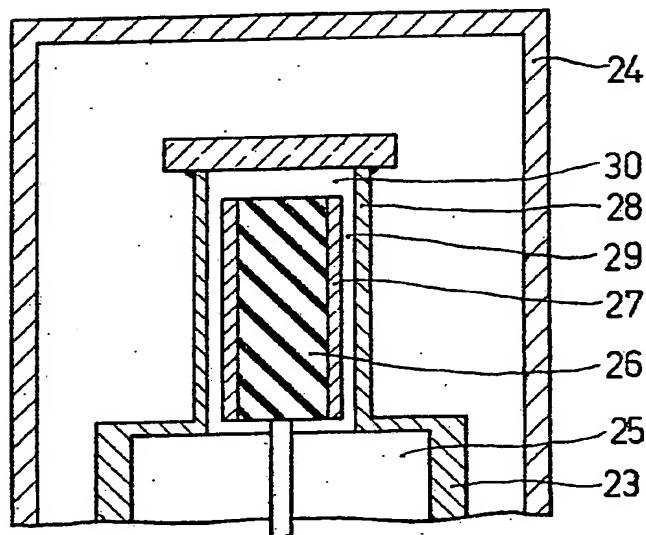


Fig.2

12 2663555

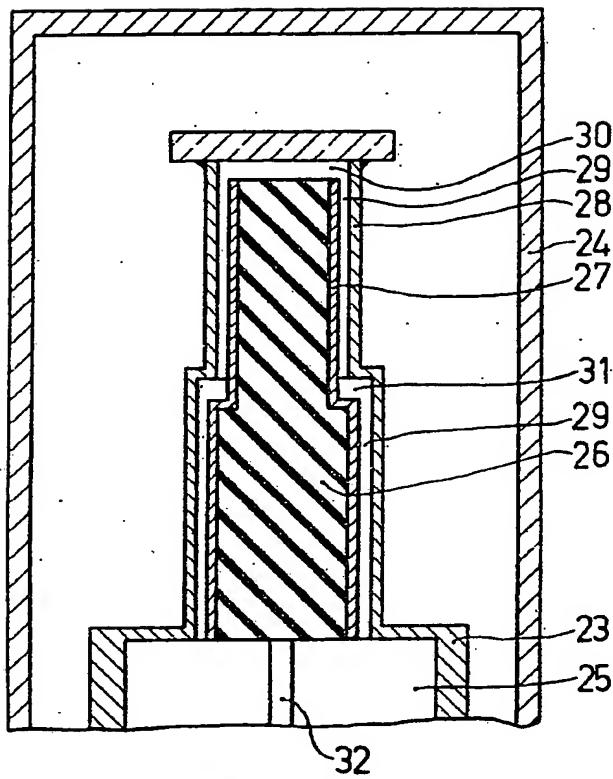


Fig.3

109829/1150

2-II-PHA 20526